

## Результати дослідження ефективності роботи плоского сонячного повітряного геліоколектора з хвилястою поглинаючою поверхнею

В. М. Боярчук, С. В. Коробка, М. І. Бабич, Р. Є. Кригуль

*Розроблено нову конструкції повітряного колектора з герметичним і утепленням корпусом та абсорбер з хвилястою поверхнею, що може використовуватися як додатковий нагрівний елемент низькотемпературного джерела теплоти. Встановлено ряд узагальнювальних залежностей для знаходження теплової ефективності колектора, а саме впливу складових теплового балансу колектора на перепад температур потоків теплоносія у колекторі та рівня інсоляції, на теплопродуктивність.*

*Отримані аналітичні залежності для визначення складових теплового балансу колектора, розподілення поля температур вздовж поглинальної панелі, що дало змогу вдосконалити математичну модель процесу теплообміну в розробленому повітряному колекторі. Результати досліджень повітряного колектора дозволили розробити програму чисельного розрахунку температурного поля теплових потоків на ЕОМ.*

*З'ясовано, що застосування хвилястої поглинаючої поверхні абсорбера у повітряному геліоколекторі за малого рівня інсоляції  $E=377 \text{ Вт/м}^2$  дає змогу збільшити ККД до  $\eta=58,3 \%$ , а при великій енергетичній освітленості у  $E=1000 \text{ Вт/м}^2$  до  $\eta=63,9 \%$ . Ітераційним розрахунково-кількісним шляхом визначено ефективність роботи колектора, яка становить понад 78–80 %. Це на 10–20 % вище, ніж у плоских колекторів і на 5–10 % вище ніж у циліндричних вакуумованих колекторів.*

*Отримані результати можна використати під час розробки та вдосконалення технічних засобів сушіння фруктів, для підвищення технологічної та енергетичної ефективності процесу*

*Ключові слова: геліоколектор, повітряна система опалення, абсорбер, тепловий потік, критерій Релея, теплопродуктивність*

### 1. Вступ

На сьогодні існує багато сонячних геліоколекторів, що випускаються промисловістю. Ці геліоколектори використовуються в основному для отримання низькопотенційного теплоносія, тому що існуючі їхні конструкції не дозволяють здійснити нагрів до більш високих температур, а саме 50–60 °С. Серед встановлених сонячних колекторів в країнах Європи 92 % складають плоскі колектори з ККД 50–60 %. Плоский повітряний геліоколектор (ПГК) – це пристрій для збору сонячної енергії у видимому і інфрачервоному діапазоні та перетворені його в теплову енергію. Абсорбер – штучний матеріал, здатний до абсорбції (наприклад, мідний хвилястий лист покритий чорною селективною фарбою). Основна вимога до абсорберів, що використовуються в ПГК – це

висока вбираюча здатність щодо компонента, який абсорбується, а саме сонячна енергія. Цінною якістю абсорберів є можливість регенерації, що здешевлює технологічний процес. Крім того, абсорбент повинен бути хімічно індиферентним щодо абсорбату та хімічно стабільним (не розщеплюватися, не окиснюватися, не осмолюватися тощо), дешевим та корозійнонеактивним.

Дослідження ефективності роботи ПГК зводиться до знаходження напрямів на зменшення тепловтрат, збільшення теплопродуктивності, інтенсифікації теплообміну між абсорбером і теплоносієм. Також важливим є вибір найбільш продуктивної форми поверхні абсорбуючих пластин, що мають добрі енергетичні характеристики. Зокрема, збільшення теплопродуктивності, зменшення тепловтрат, малі витрати тиску на перенесення повітряних мас через колектор, не вимагають додаткових затрат енергії та коштів на виготовлення. У зв'язку з цим, тема досліджень, присвячена дослідженню ефективності роботи ПГК з хвилястою поглинаючою поверхнею є актуальною.

## **2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми**

У роботі [1] запропоновано конструкцію повітряного сонячного колектора з двома абсорберами у вигляді пластинчастої та струменевої поглинаючої поверхні. Подано результати натурних експериментальних досліджень із визначення теплової ефективності геліоколектора з врахуванням режиму руху теплоносія та ступеня його нагрівання. Однак під час розрахунку теплової ефективності геліоколектора не враховано два вихідні потоки тепловтрат – конвективний, з коефіцієнтом тепловіддачі, що залежить від швидкості вітру та радіаційний з довкіллям при температурі зовнішнього середовища. Це не дозволяє описати зміну максимальної енергетичної освітленості горизонтальної поверхні повітряного колектора відносно добової.

В праці [2] проаналізовано роботу розробленої експериментальної конструкції геліоколектора та розраховано його тепловий баланс, ККД. Визначено основні складові втрат енергії у навколишнє середовище на основі результатів серії досліджень установки в літній період у звичайному робочому режимі та в режимі стагнації. Однак у роботі не приймалися до уваги складові величини температурних діапазонів та різниці температур між паралельними поверхнями, а саме тильною поверхнею абсорбера та повітряного каналу.

Автори у праці [3] описали ефективність поєднання покрівельного матеріалу будівлі та сонячного колектора. Встановили залежність між кутами встановлення комбінованого сонячного колектора відносно надходження теплового потоку та його ефективністю. Отримали залежності між різними швидкостями, напрямками повітряного потоку та ефективністю сонячного колектора показали, на скільки зменшується ефективність комбінованого сонячного колектора при дії на нього вітру. В роботі не приймалися до уваги складові коефіцієнтів рівняння теплових потоків пов'язані з термічними опорами. Зокрема, коефіцієнтів конвективної тепловіддачі, радіаційної (променистої) тепловіддачі та питомого коефіцієнта теплопровідності.

У праці [4] розроблено новий повітряний колектор з абсорбером хвилястого типу, що працює виключно від сонячної енергії за принципом

одночасної вентиляції приміщення та обігріву для субтропічних кліматичних умов м. Анкари (Туреччина). Підібрано селективне покриття для поглинальної поверхні абсорбера в основі якого є високі показники оптичних та експлуатаційних характеристики, а саме теплова потужність та енергетичний ККД запропонованого геліоколектора. Однак під час розрахунку теплопродуктивності колектора не враховується тепловий баланс скляного покриття та поглинальної панелі (абсорбера). Це не дозволяє розраховувати перехідні режими роботи колектора та теплопродуктивність.

У роботі [5] автори наводять методику контролю якості для сонячних колекторів, яка дасть змогу оптимізувати показники якості сонячних колекторів, а саме показники безпеки, продуктивності і ефективності та встановити ефективність їх роботи за коефіцієнтом корисної дії, що виражений як комплексний показник якості. Однак не приймалися до уваги складові конвективного і радіаційного теплообміну скляної поверхні.

Автори у праці [6] проаналізували відомі методи розрахунку повітряних сонячних колекторів. Запропонували метод розрахунку системи сонячного теплопостачання із геліопанелями. Розробили алгоритм комп'ютерного розрахунку системи сонячного теплопостачання із геліопанелями із врахуванням впливу прямої та розсіяної сонячної радіації на ефективність геліопанелі. Але не приймався до уваги радіаційна складова коефіцієнта тепловіддачі від поглинаючої панелі до скляного покриття, яка розглядається під час розрахунку довгохвильового (теплого) випромінювання.

У роботі [7] відображено процеси теплообміну в плоскому колекторі сонячної енергії, який є складовою частиною установки, призначеної для обігріву приміщення нагрітим повітрям. Подано теплові баланси світлопрозорого покриття, тепло сприймаючої металевої пластини та шару теплоізоляції, а також загальний тепловий баланс колектора. Показано результати обчислення інтенсивності нагрівання повітря в колекторі сонячної енергії впродовж початкового проміжку часу при різній витраті повітря. Акцентовано, що остаточне рішення стосовно оптимальної кількості повітря, котре циркулює в установці, необхідно приймати на основі сумісного аналізу теплових балансів колектора сонячної енергії та камери для теплової обробки гідроізольованих бетонних виробів. Однак не досліджено, як впливає температура теплоносія на виході з колектора та коефіцієнти теплових потоків пов'язаних з термічними опорами на теплопродуктивність геліоколектора.

Розроблені методи підбору та розрахунку повітряного сонячного колектора виконано здебільш для країн зі спекотним кліматом наприклад для субтропічних кліматичних умов Туреччини, Ірану, Болгарії, Греції, Хорватії тощо. Більшість методик підбору та розрахунку теплотехнічних характеристик повітряного сонячного колектора здійснено за допомогою імітаційних моделей під час комп'ютерного моделювання. Тут наведені конструкції повітряних сонячних колекторів потребують модифікації та удосконалення з метою підвищення ефективності роботи в умовах помірного континентального клімату України та зменшення капітальних і експлуатаційних затрат.

Таким чином, вирішальним аспектом для прийняття рішення під час використання повітряного сонячних колекторів в геліосушарці є обґрунтування його оптимальних конструктивно-технологічних параметрів.

### **3. Ціль та задачі дослідження**

Метою даного дослідження є підвищення ефективності використання сонячної енергії у геліосушарці на підставі розробки нової конструкції абсорбера з хвилястою поверхнею для повітряного геліоколектора, а також вдосконалення його методики розрахунку енергетичних характеристик.

Відповідно до поставленої мети необхідно було виконати такі завдання:

- обґрунтувати необхідність розробки нової конструкції абсорбера з хвилястою поверхнею для повітряного геліоколектора;
- виконати теоретичні дослідження і отримати аналітичні залежності для розрахунку енергетичних характеристик повітряного геліоколектора;
- провести дослідження температури теплоносія з новою конструкцією абсорбера з хвилястою поверхнею для повітряного геліоколектора та визначити ефективність його роботи.

### **4. Матеріали та методи обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів повітряного геліоколектора**

#### **4. 1. Обґрунтування конструкції і комплектації повітряного колектора геліосушарки**

Заходи з підвищення ефективності повітряних колекторів у складі геліосушарки традиційно зводяться до зменшення потоків тепловтрат при одночасній інтенсифікації процесів тепловіддачі. Просте підвищення швидкості повітря і його турбулізація додатковими конструктивними елементами зазвичай досягається зростанням енергозатрат на привід вентилятора, що погіршує економічну складову використання сонячної енергії. Такий же наслідок має і просте збільшення площі теплообмінної поверхні подовженням колектора або додатковим її oreбренням. Альтернативним варіантом є збільшення площі теплообмінної поверхні її профілюванням, що одночасно підтримує турбулентний режим потоку повітря. Інші методи інтенсифікації теплообміну зводяться до створення зон перепаду тисків у каналах, масштабних коливань потоку або його закрутки з утворенням вихорів типу «торнадо» [8]. Частинним випадком є обдування плоскої або профільованої поверхні поглинаючої панелі завихреними потоками за допомогою так званих джетів (jet) [9]. Джети формують вузько направлені потоки повітря, скеровані до циліндричних виступів на тильному боці поглинаючої панелі, де переформовуються у вихороподібні при поверхневі потоки. Енергетичним критерієм доцільності усіх конструктивних рішень є випереджаюче зростання тепловіддачі відносно зростання втрат енергії на відповідних місцевих опорах.

У найпростішому випадку продування повітря над освітленою поверхнею поглинаючої панелі частина поглинутого потоком тепла втрачається у довкілля через контакт із скляним покриттям. Для його мінімізації використовують подвійне зашклення, що на 5...10 % зменшує вхідний потік сонячної енергії,

підвищує матеріалоемність колектора та погіршує його експлуатаційні характеристики. Тому кращим варіантом є двокамерна (двощільнна) конструкція колектора з нерухомим чи малорухомим теплоізолюючим шаром повітря у верхній щілині та турбулентним потоком теплоносія у нижній (рис. 1). Обидві камери розділені профільованим металевим листом поглинаючої панелі з різними типами покриття – бажано селективно поглинаючим зверху та високим коефіцієнтом довгохвильового випромінювання знизу. Така структура поглинаючої панелі забезпечує мінімізацію тепловтрат через випромінювання у бік скла і посилення ефективної тепловіддачі за рахунок радіаційного потоку від тильної поверхні до протилежної стінки нижньої камери.

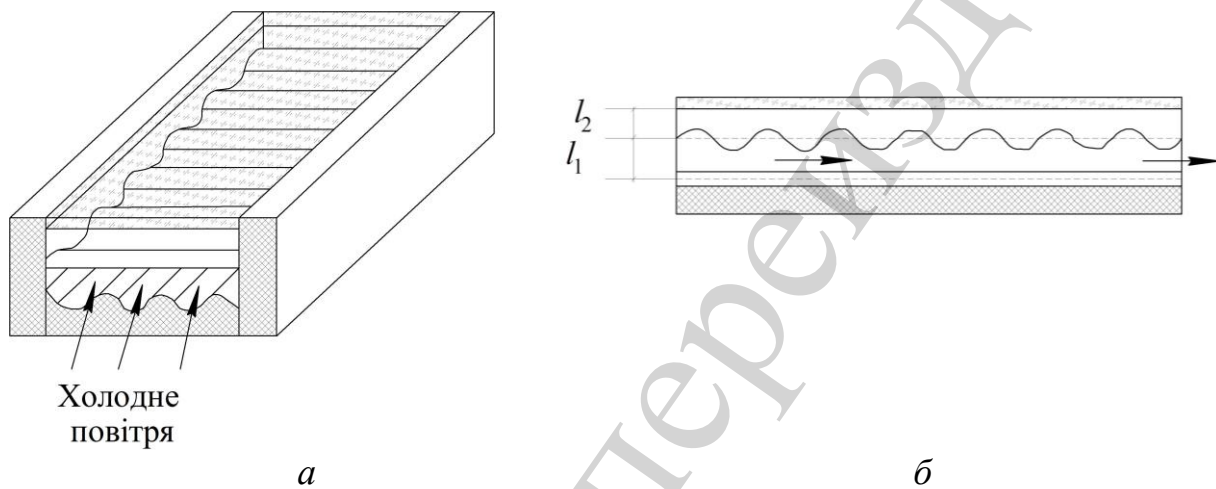


Рис. 1. Схематичний переріз повітряного колектора: *а* – проекційний поперечний розріз; *б* – повздовжній розріз

Додаткова інтенсифікація теплопередачі відбувається за рахунок хвилеподібного профілювання контактуючих нагрітих поверхонь. Такий профіль нескладно сформувати з плоского мідного чи алюмінієвого листа товщиною 0,2...0,3 мм без руйнування його покриття – селективно-поглинаючого, окисеного чи фарбованого. Профілі верхнього профілю орієнтовані поперек потоку для запобігання його провисанню при великій віддалі між боковими стінками-опорами, а нижній навпаки вздовж потоку. Така перехресна орієнтація стінок каналу забезпечує турбулентний режим течії з елементами вихроутворень при низьких швидкостях. Методики розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та оцінки ефективності повітряних колекторів з повітропроводами подібної конфігурації ґрунтуються на відомих емпіричних співвідношеннях [8–10]. Теплообмінні процеси у каналах з хвилеподібними стінками у декілька раз інтенсивніші порівняно з гладкими поверхнями.

Для підвищення коефіцієнта випромінювання тильної поверхні поглинаючої панелі без погіршення контактного тепловідводу її доцільно окисувати: ступінь чорноти окисленої міді рівний 0,62, а закопченої сягає 0,95. Натомість протилежну і бокові стінки повітряного каналу, найпростіше

пофарбувати стійкою до атмосферних чинників масляною фарбою, ступінь чорноти якої рівний 0,94.

Повітряні колектори переважно нахилені від куту до горизонту (рис. 2), тому верхній край скляного покриття завжди нагрівається більше за нижній з відповідним зростанням локальних тепловтрат.

Для мінімізації цього механізму тепловтрат верхню щілину достатньо вентилувати слабким ламінарним потоком (протягом), шляхом підсмоктування основним потоком теплоносія на його вході у колектора або виході. Слабка течія викривлює вертикальні конвективні потоки, подовжуючи шлях до скляного покриття, як і при збільшенні кута нахилу колектора [10]. За слабого потоку режим у провітрювання тепловтрати зростають незначно, бо малим швидкостям відповідає ламінарний режим течії і тепло поперек потоку передається тільки механізмом теплопровідності [11].

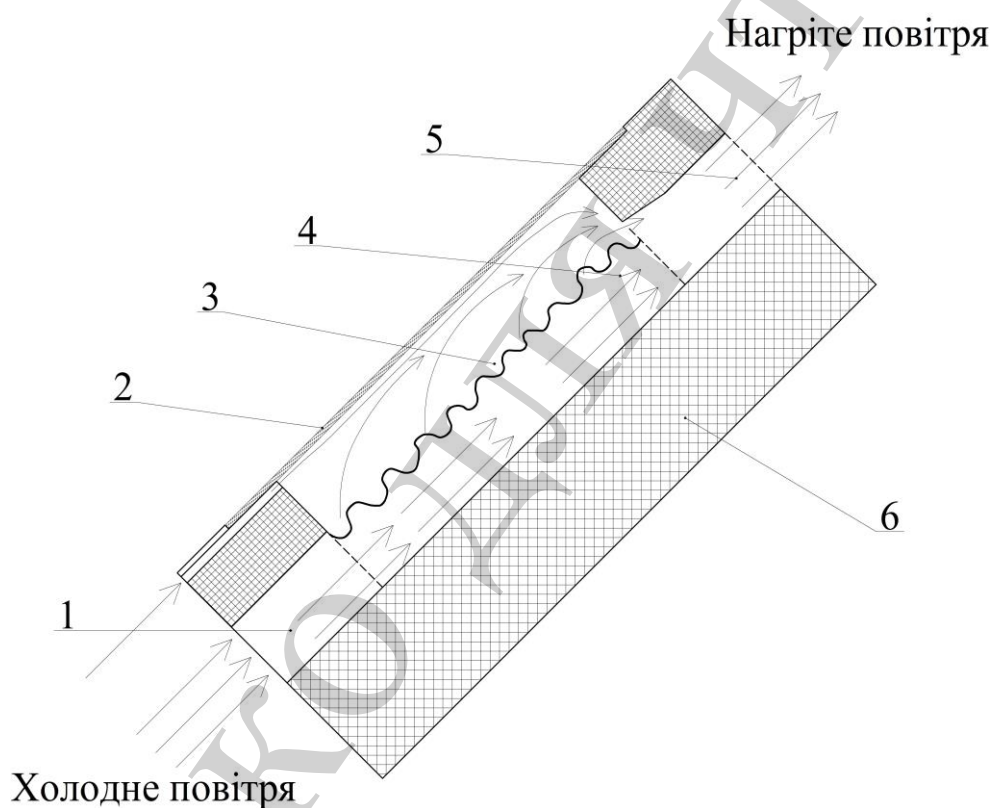


Рис. 2. Схема повітряних потоків у нахиленому колекторі з відсмоктуванням нагрітого повітря верхньої щілини у канал теплоносія: 1 – вхідний канал; 2 – одношарове прозоре покриття; 3 – абсорбер; 4 – повітропровод; 5 – вихідний канал; 6 – теплоізолююча стінка

Повний коефіцієнт тепловтрат повітряного колектора у загальному випадку є ефективною сумою локальних коефіцієнтів теплопередачі усіма напрямками до навколишнього середовища. Тому для його оцінки складаються балансові рівняння теплових потоків окремо для поглинаючої панелі, скляного покриття, потоку теплоносія і теплоізованого корпусу. Тут напрямки зручно простежувати за схемою опорів електротеплової аналогії, показаної на рис. 3.



Коефіцієнти рівнянь теплових потоків пов'язані з термічними опорами відомими співвідношеннями:

$$\alpha_c = \frac{1}{R_c} - \text{коефіцієнт конвективної тепловіддачі у Вт/м}^2\cdot\text{К};$$

$$\alpha_r = \frac{1}{R_r} - \text{коефіцієнт радіаційної (променистої) тепловіддачі у Вт/м}^2\cdot\text{К};$$

$$\frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{R_\lambda} - \text{питомий коефіцієнт теплопровідності у Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

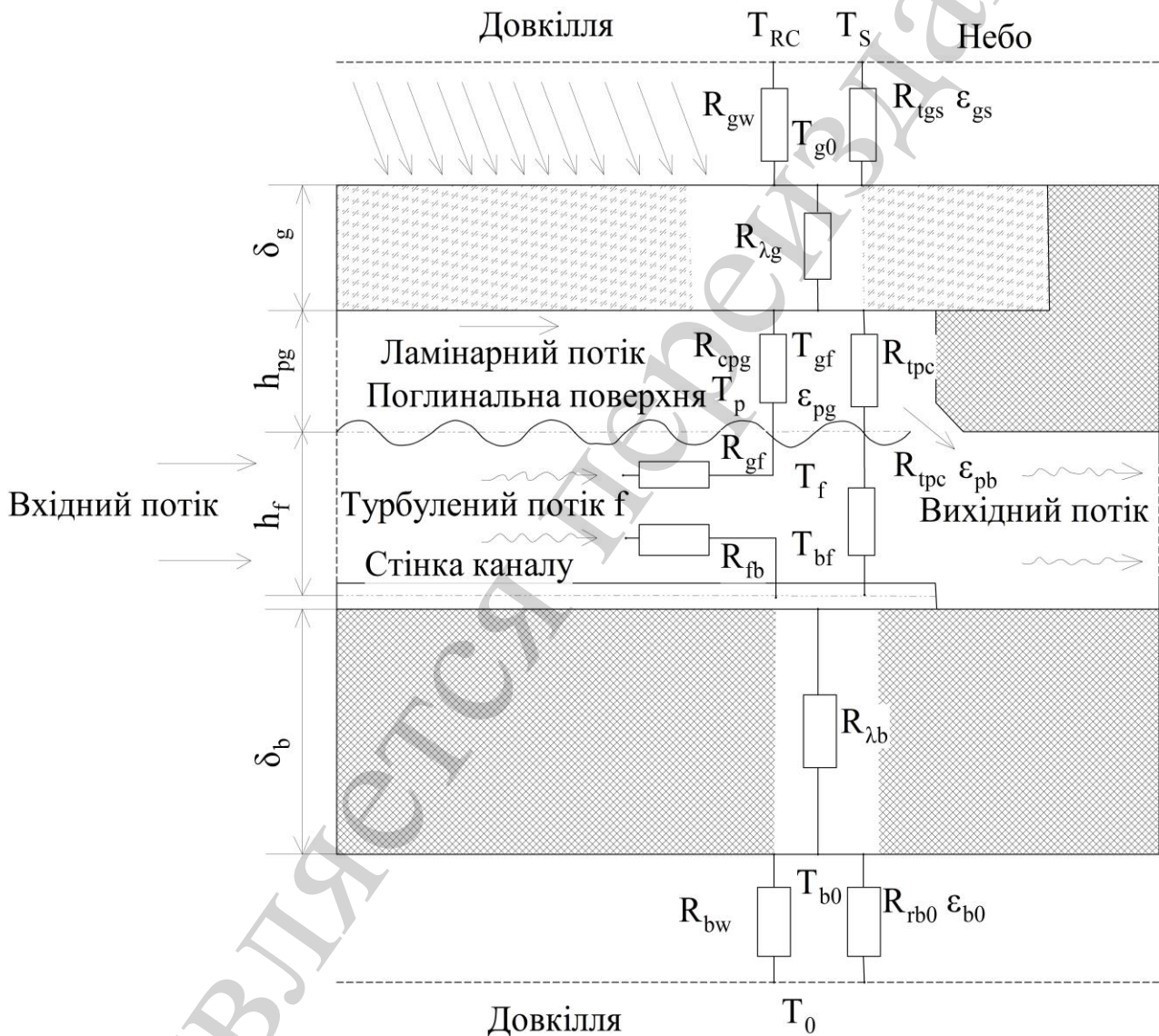


Рис. 3 Заступна схема опорів потоків тепловтрат

Наведені на рис. 3 індексовані величини мають такий фізичний зміст:  $h_{pg}$  — середня висота щілини між поглинаючою профільованою поверхнею і склом;  $h_f$  — середня висота щілини (каналу) повітряного потоку (теплоносія);  $R_{ij}$  — термоопір;  $T_a$  — температура довкілля, К;  $\delta$  — товщина, м;  $\epsilon_{ij}$  — зведений коефіцієнт радіаційної (променистої) тепловіддачі;  $\lambda$  — коефіцієнт

теплопровідності Вт/м·К;  $\alpha_g=0,03$  – інтегральний коефіцієнт поглинання склом потоку сонячного випромінювання, який оцінюють за кривими пропускання.

Звичайне і спеціальне скло мають приблизно однакові коефіцієнти поглинання у видимій та ультрафіолетовій області, на які припадає близько половини усієї енергії сонячного спектру. Помітна відмінність коефіцієнтів в інфрачервоній області не надає великої переваги спеціальному склу. Оцінюючи за таблицями спектру АМ 1,5 зменшення енергетичного вкладу з довжиною хвилі можна показати, що в області  $0,75 < \lambda < 2,0$  мкм ефективність звичайного скла приблизно на 2 % менша, а в області  $2,0 < \lambda < 3,0$  мкм – лише на 1 %. Сонячні промені в області довжин хвиль до  $\lambda < 2,5$  мкм переносять 96,8 % потужності усього потоку, а до  $\lambda < 3,5$  мкм лише на 2 % більше – 98,8 %. Різниця у 3,2 % енергії потоку при використанні звичайного віконного скла не втрачається безповоротно, бо при поглинанні скло нагрівається, що зменшує потік тепловтрат від поглинаючої панелі у напрямку довкілля за рахунок зменшення різниці температур. За даними дослідження [12], коефіцієнт довгохвильового випромінювання (емісії) звичайного скла рівний  $\varepsilon_g=0,84$ . Натомість інтегральний коефіцієнт пропускання сонячної енергії полікарбонату на 10 % менший за скло [12] у тому числі на 3,2 % у в ультрафіолетовому діапазоні та на 7,1 % у видимій області, тоді як в інфрачервоному діапазоні відрізняються неістотно. У конструкції використано скло шириною  $W=1,3$  м і довжиною  $L=1,7$  м і товщиною  $\delta=0,05$  м.

Поглинаюча панель виготовлена з мідного листа товщиною 0,5 мм з гофрованою хвилястою поверхнею радіусом заокруглення 3 см. З освітленого боку її поверхня окисдована методом хімічного травлення у розчині соди, завдяки чому реалізується та набуває селективних властивостей з коефіцієнтом поглинання порядку  $\alpha=0,9$  і ступенем чорноти  $\varepsilon=0,16$  [12]. Інший варіант – покриття сажею ( $\alpha=0,94$ ), а також її тильної поверхні для збільшення коефіцієнта радіаційної тепловіддачі (емісії) з  $\varepsilon=0,94$  у бік задньої стінки. Її профільована поверхня також покрита сажею завдяки чому практично повністю поглинає випромінювання панелі, нагрівається і віддає додаткове тепло потоку повітря. Ширина і довжина задньої стінки приймаються такими ж, як і скляного покриття.

#### 4. 2. Обґрунтування теплотехнічних характеристик повітряного геліоколектора

Основні характеристики сонячного колектора – корисна питома (на одиницю площі) теплопродуктивність  $q_u$  та його ефективність, кількісно оцінювана коефіцієнтом корисної дії  $\eta$ , описуються такими класичними рівняннями балансу енергетичних потоків відповідно:

$$q_u = F_R [\eta_0 E - U_L (t_{cp} - t_{nc})]; \quad (1)$$

$$\eta = F_R \left( \eta_0 - U_L \frac{t_{cp} - t_{nc}}{E} \right). \quad (2)$$



Де множник

$$F_R = \frac{G_m c_p}{U_L} \left( 1 - e^{-\frac{F' U_L}{G_m c_p}} \right); \quad (3)$$

називають загальним коефіцієнтом тепловідводу (витрати) геліоколектора;

$E$  – енергетична освітленість поглинаючої поверхні;  $U_L$  – загальний коефіцієнт тепловтрат колектора у навколишнє середовище;  $T_f = (T_{vux} - T_{vx})/2$  – середня температура теплоносія вздовж колектора;  $T_a$  – температура навколишнього середовища (довкілля);  $F'$  – коефіцієнт ефективності поглинаючої панелі;  $G_m$  – масова витрата теплоносія (повітря);  $c_p$  – питома теплоємність теплоносія (повітря) при сталому тиску [1–3].

У повітряних колекторів температура вхідного потоку зазвичай рівна температурі навколишнього середовища  $T_{vx} = T_a$ . У проточних повітряних колекторів температура поглинаючої панелі зростає вздовж потоку теплоносія, тоді як поперек потоку залишається сталою. Якщо при цьому контакт з потоком теплоносія відбувається безпосередньо з нагрітою поверхнею або її тильним боком, то відповідну конструкцію називають щільним колектором [4]. Для нього коефіцієнт ефективності поглинаючої панелі рівний відношенню корисного теплового потоку до вхідного  $\eta_0 E$ . Останній у будь-якому колекторі рівновеликий сумі двох потоків – корисного і тепловтрат:

$$F' = \frac{q_u}{q_u + q_{tv}}. \quad (4)$$

Коефіцієнт ефективності поглинаючої панелі близький до одиниці ( $F' \rightarrow 1$ ) за дуже великої масової витрати теплоносія ( $G_m \rightarrow \infty$ ). Натомість за нерухомого теплоносія ( $G_m \rightarrow 0$  і  $F' \rightarrow 0$ ) температура вихідного потоку зростає до максимального (рівноважного) значення.

Колектори систем сонячного тепlopостачання зазвичай працюють у режимах оптимальної теплопродуктивності при невеликих приростах температури. Тоді як у системах вентиляції або сушарках навпаки – основна увага приділяється температурному режиму вихідного потоку. Вихідні параметри сонячних колекторів розраховують за паспортними характеристиками, до яких найперше відносять оптичний ККД  $\eta_0$  та добуток коефіцієнта ефективності поглинаючої панелі на загальний коефіцієнт ( $F' \cdot U_L$ ).

Основною функцією колектора геліосушарки є підвищення вологоємності потоку повітря, як агента сушіння, через підвищення його температури у межах, заданих технологічним процесом. На початковій стадії з інтенсивним природним вологовиділення, як правило рекомендується низькотемпературний режим з підвищеною кратністю повітрообміну у сушильній камері. На пізніших стадіях процес вологовиділення потрібно додатково стимулювати через сповільнення природних дифузійних процесів всередині висушуваного

матеріалу. Відповідно колектор необхідно переводити у режим з підвищеною температурою теплоносія і меншою його витратою з відповідним зменшенням теплопродуктивності і коефіцієнта корисної дії.

#### 4. 3. Обґрунтування методики розрахунку параметрів повітряного колектора

Ефективність повітряного колектора у складі сушарки оцінюється за двома основними параметрами – теплопродуктивністю і вихідною температурою потоку теплоносія. Ці параметри функціонально взаємопов'язані з кінетичними і теплофізичними параметрами багатьох незалежних вхідних величин, системою рівнянь балансу теплових потоків на визначальних елементах конструкції.

Тепловий баланс скляного покриття складають три вхідні потоки і два вихідні. Вхідними є поглинута частка падаючого потоку сонячної енергії  $\alpha_g E$  і потік випромінювання від нагрітої панелі  $\alpha_{rpg}(T_p - T_g)$ , а також конвективний  $\alpha_{cpg}(T_p - T_g)$  через повітряний прошарок  $h_{pg}$ . Натомість два вихідні потоки тепловтрат – конвективний, з коефіцієнтом тепловіддачі, залежним тільки від швидкості вітру  $V_w$  ( $\alpha_w = 5,7 + 3,8V_w$ ) та радіаційний з довкіллям при температурі  $T_a$  і верхніми шарами атмосфери з температурою неба  $T_s$ . Якщо знехтувати поглинанням у склі, рівняння теплового балансу скляного покриття можна звести до такого вигляду:

$$\alpha_g E + (\alpha_{cpg} + \alpha_{rpg})(T_p - T_g) = (\alpha_w + \alpha_{rga})(T_g - T_a). \quad (5)$$

Тепловий баланс поглинаючої панелі складається з одного вхідного (засвоєного) потоку сонячної енергії  $E\eta_0$  і чотирьох вихідних. Оптичний ККД колектора  $\eta_0$  рівний добутку коефіцієнтів поглинання скла  $\tau$  і поглинання поверхні сприймаючої панелі  $\alpha_p$ . У бік скляного покриття відходить конвективний потік  $\alpha_{cpg}(T_p - T_g)$  і радіаційний  $\alpha_{rpg}(T_p - T_g)$ , а з тильного боку – конвективний до потоку теплоносія  $\alpha_{cpf}(T_p - T_f)$  та радіаційний до протилежних стінок повітряного каналу  $\alpha_{rpb}(T_p - T_b)$ . Температуру теплоносія всередині повітряного каналу прийнято вважати середньою між її вхідним та вихідним значеннями  $T_f = 0,5(T_{вх} + T_{вих})$ , що однак не зовсім коректно. Відтак рівняння теплового балансу поглинаючої панелі можна звести до такого вигляду:

$$\eta_0 E = (\alpha_{cpg} + \alpha_{rpg})(T_p - T_g) + \alpha_{cpf}(T_p - T_f) + \alpha_{rpb}(T_p - T_b). \quad (6)$$

Поглинаюча панель передає потоку повітря теплову потужність  $\alpha_{cpf}(T_p - T_f)$ , основна частка якої переходить у корисний тепловий потік  $G_m \cdot c_p \cdot (T_{вх} - T_{вих})$ , а менша – потік тепловтрат у стінки повітряного каналу  $\alpha_{cfb}(T_f - T_b)$ . Відтак баланс потужностей потоку теплоносія описується таким рівнянням:

$$\alpha_{cpf}(T_p - T_f) = G_m c_p (T_{вих} - T_{вх}) + \alpha_{cfb}(T_f - T_b). \quad (7)$$

Насамкінець два потоки тепловтрат у бік стінок повітряного каналу від поглинаючої панелі  $\alpha_{rpb}(T_p - T_b)$  і від теплоносія  $\alpha_{cfb}(T_f - T_b)$  всередині теплоізоляції об'єднуються в один потік у напрямку доквілля. Зважаючи, що температура зовнішньої поверхні теплоізоляції  $T_{ba}$  і оточення відрізняється незначно, то за умови  $T_{ba} \approx T_a$ , потік тепловтрат у доквілля через корпус колектора рівний  $(\lambda/\delta) \cdot (T_b - T_a)$ . Інакше кажучи, обидва паралельні опори зовнішньої частини ланцюжка тепловтрат  $(R_{rba}; R_w) \rightarrow 0$  і баланс потоків на внутрішній стінці каналу теплоносія зводиться до такого рівняння:

$$\alpha_{rpb}(T_p - T_b) + \alpha_{cfb}(T_f - T_b) = \frac{\lambda}{\delta}(T_b - T_a). \quad (8)$$

За умови рівності  $T_{bx} = T_a$ ,  $\alpha_{cpf} = \alpha_{cfb}$  елементарними перетвореннями отримуються такі вирази для відповідних температур:

$$T_g = \frac{\alpha_g E + (\alpha_{cpg} + \alpha_{rpg})T_p + (\alpha_w + \alpha_{rgs})T_a}{\alpha_{cpg} + \alpha_{rpg} + \alpha_w + \alpha_{rgs}}, \quad (9)$$

$$T_b = \frac{\frac{\lambda}{\delta}T_a + \alpha_{rpb}T_p + \alpha_{cpf}T_f}{\frac{\lambda}{\delta} + \alpha_{rpb} + \alpha_{cpf}}, \quad (10)$$

$$T_f = \frac{\alpha_{cpf}(T_p + T_b) + 2G_m c_p T_a}{2\alpha_{cpf} + 2G_m c_p}, \quad (11)$$

$$T_{вих} = 2T_f - T_a. \quad (12).$$

Причому

$$T_p = \frac{\eta_0 E + (\alpha_{cpg} + \alpha_{rpg})T_g + \alpha_{rpb}T_b + \alpha_{cpf}T_f}{\alpha_{cpg} + \alpha_{rpg} + \alpha_{rpb} + \alpha_{cpf}}. \quad (13)$$

Усі величини складених рівнянь взаємопов'язані між собою і незалежними вхідними параметрами процесу енергетичних перетворень, тому їх можна визначити тільки чисельними методами з використанням методики послідовних наближень (ітерацій). Число ітераційних кроків зменшується при виборі початкових значень, близьких до вихідних, обраних за відомими закономірностями чи результатами попередніх досліджень, у тому числі наведених у літературі [8].

При чисельному моделюванні теплових потоків також не використовується класичне рівняння сонячного рідинного колектора через складну залежність коефіцієнта загальних тепловтрат  $U_L$  від конструкції повітряного каналу і режимів потоку повітря. Недоцільно також використовувати відомі співвідношення для оцінки потоків верхніх тепловтрат (через скло) у довкілля, які є результатом узагальнення типових характеристик рідинних колекторів [11]. Як відмічено в [12], такі співвідношення у багатьох випадках допускають значні відхилення від значень, встановлених експериментально. Відтак надалі для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі у повітряних прошарках використовуються співвідношення, щодо яких відсутні застереження у спеціалізованій літературі.

Апроксимаційні формули для кінематичної в'язкості і температуропровідності у температурному інтервалі шкали Цельсія від  $t=[0; 100\text{ }^{\circ}\text{C}]$  отримані з такими коефіцієнтами:

$$\nu = (13,53 + 0,0904t + 0,0001t^2) \times 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}, \quad (14)$$

$$\alpha = (18,8 + 0,128t + 0,0002t^2) \times 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}, \quad (15)$$

Натомість температурна залежність коефіцієнта теплопровідності повітря менш складна і її простіше апроксимувати лінійною залежністю

$$\lambda = (2,44 + 0,0077t) \times 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}. \quad (16)$$

Очевидно, що у шкалі Кельвіна коефіцієнти цих рівнянь будуть іншими.

Коефіцієнт конвективної тепловіддачі у нахиленій щілині висотою  $h_{pg}$  від поглинаючої панелі до паралельної скляної поверхні трат  $\alpha_{cpg}$  оцінюють з за типовими співвідношеннями, наведеними, наприклад у [13], для типових і спеціальних умов теплообміну:

$$\alpha_{cpg} = \frac{\lambda Nu}{h_{pg}}, \quad (17)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі є  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$   $\lambda$  – середній по температурному діапазону коефіцієнт теплопровідності повітря у  $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ .

У кутовому інтервалі нахилів паралельних пластин (колектора) до площини горизонту  $\beta$  від  $0$  до  $75^{\circ}$  число Нуссельта розраховують через число Релея за таким співвідношенням

$$Nu = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1,8\beta)^{1,6}}{Ra \cdot \cos \beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right] + \left[ \left( \frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+. \quad (18)$$

Знак (+) замість показника степеня останнього доданка означає, що приймається тільки позитивне значення виразу у квадратних дужках, натомість при негативному – вважається рівним нулю. У частинному випадку  $\beta=45^\circ$  вираз (18) спрощується до вигляду (19):

$$Nu = 1,44 \left( 1 - \frac{2368}{Ra} \right) \cdot \left( 1 - \frac{2415}{Ra} \right) + 0,0495 (Ra)^{0,3333}. \quad (19)$$

Тут оптимальні кутові інтервали нахилів паралельних пластин до площини горизонту  $\beta$  визначаються за максимальною сонячною енергією, яка надходить на його поверхню впродовж світлового дня. Тому, замість громіздких розрахунків для кожного місяця сезону роботи колектора доцільно скористатися результатами розрахунків, наведеними на сайті NASA [14].

Критерій Релея, у свою чергу розраховують за такою формулою

$$Ra = \frac{g\beta_v \Delta T h_{pg}^3}{\nu a}, \quad (20)$$

де  $\nu$  – середня по температурному діапазону кінематична в'язкість повітря,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $a$  – середня по температурному діапазону температуропровідність повітря,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $g=9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;  $\beta_v=1/T_{cp}$  – коефіцієнт об'ємного розширення повітря;  $T$  – абсолютна температура, К;  $\Delta T$  – температурний діапазон або різниця температур між паралельними поверхнями.

Радіаційну складову коефіцієнта тепловіддачі від поглинаючої панелі до скляного покриття розраховують за формулою для паралельних пластин:

$$\alpha_{pg} = \frac{1}{R_{pg}} = \varepsilon_{pg} \sigma (T_p^2 + T_g^2) (T_p + T_g), \quad (21)$$

де  $\sigma=5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$  – стала Стефана-Больцмана.

Повний коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої поверхні скла рівний:

$$\alpha_{pg} = \alpha_{cpg} + \alpha_{rpg} = Nu \frac{\lambda}{h_{pg}} + \varepsilon_{pg} \sigma (T_p^2 + T_g^2) (T_p + T_g). \quad (22)$$

Теплова рівновага скляного покриття визначається балансом двох вхідних, розглянутих вище, потоків та двох вихідних потоків тепловтрат у довкілля. Конвективна складова цього потоку незалежна від температури і визначається за середньою швидкістю вітру та орієнтацією колектора відносно його напрямку. Колектори сушарок зазвичай розташовані незначно вище від поверхні майданчика, де швидкість вітру  $w$  менша середньої, визначеної на десятиметровій висоті флюгера, а її напрям змінюється хаотично під дією місцевих перешкод. Для цього користуються співвідношенням:

$$\alpha_w = 5,7 + 3,8w. \quad (23)$$

Радіаційні тепловтрати від зовнішньої поверхні скла у довкілля просторово розділені на дві складові – до найближчого оточення (довкілля) з температурою  $T_a$  і верхніми холоднішими шарами атмосфери з температурою неба  $T_s$ , яку прийнято оцінювати за таким емпіричним співвідношенням:

$$T_s = 0,0552T_a^{1,5}. \quad (24)$$

При довільному куті нахилу  $\beta$ , повний потік радіаційного теплообміну рівний сумі потоків від закритої та відкритої частин небосхилу, який можна подати таким виразом

$$q_{r\infty} = q_{ra} + q_{rs} = \alpha_{rga} \frac{\beta}{180} (T_g - T_a) + \alpha_{rgs} \left(1 - \frac{\beta}{180}\right) (T_g - T_s). \quad (25)$$

Відтак вираз для ефективного коефіцієнта радіаційних тепловтрат від скла у довкілля  $\alpha_{r\infty}$  отримується діленням обох частин (24) на різницю температур у кожному з доданків:

$$\alpha_{r\infty} = \frac{q_{r\infty}}{T_g - T_a} = \alpha_{rga} \frac{\beta}{180} + \alpha_{rgs} \left(1 - \frac{\beta}{180}\right). \quad (26)$$

Для мінімізації об'єму обчислень парціальні коефіцієнти тепловіддачі записуються у класичному вигляді

$$\alpha_{rga} = \varepsilon_g \sigma \frac{T_g^4 - T_a^4}{T_g - T_a} \text{ і } \alpha_{rgs} = \varepsilon_g \sigma \frac{T_g^4 - T_s^4}{T_g - T_s}. \quad (27)$$

Відтак повний коефіцієнт тепловтрат від скла у довкілля рівний

$$\alpha_{g\infty} = \alpha_w + \alpha_{rga} = \alpha_w + \varepsilon_g \sigma \frac{T_g^4 - T_a^4}{T_g - T_a} \frac{\beta}{180} + \varepsilon_g \sigma \frac{T_g^4 - T_s^4}{T_g - T_s} \left(1 - \frac{\beta}{180}\right). \quad (28)$$

Після впорядкування і приведення до сталого кута нахилу  $\beta=45^\circ$

$$\alpha_{g\infty} = \alpha_w + \varepsilon_g \sigma \left[ 0,25 \frac{T_g^4 - T_a^4}{T_g - T_a} + 0,75 \frac{T_g^4 - T_s^4}{T_g - T_s} \right]. \quad (29)$$

Потоки тепловіддачі тильної поверхні поглинаючої панелі передаються безпосередньо теплоносію та випромінюванням до протилежної і бокових



стінок повітряного каналу. Коефіцієнт конвективної тепловіддачі хвилясто-профільованої поверхні каналу турбулентному потоку теплоносія оцінюється за відомими співвідношеннями [8]:

$$\alpha_{cpf} = \frac{\lambda Nu}{D_h}; \quad (30)$$

$$Nu_{pf} = 0,0743 Re^{0,76}; \quad (31)$$

$$Re_f = \frac{\bar{v} D_h}{\nu_f}, \quad (32)$$

де  $\bar{v}$  – середня швидкість потоку повітря у м/с;  $\nu$  – кінематична в'язкість повітря у м<sup>2</sup>/с.

Гідравлічний діаметр повітряного каналу висотою  $h_f$  і шириною  $W$  визначається

$$D_h = \frac{2Wh_f}{W + h_f}. \quad (33)$$

Радіаційна складова тепловіддачі з тильного боку поглинаючої панелі до протилежної стінки каналу оцінюється таким же співвідношенням, як і для верхньої щілини (18). Якщо знехтувати радіаційними особливостями опромінюваної площі за рахунок профілювання та додатковим внеском бокових стінок:

$$\alpha_{rpb} = \frac{1}{R_{rpb}} = \varepsilon_{pb} \sigma (T_p^2 + T_b^2) (T_p + T_b). \quad (34)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від турбулентного потоку теплоносія до профільованих стінок повітряного каналу рівний такому для тепловіддачі від поглинаючої панелі у потік:

$$\alpha_{cfb} = \alpha_{cpf}. \quad (35)$$

Отримані за результатами ітераційного процесу значення температур і коефіцієнтів тепловіддачі відповідають тільки заданому набору вхідних параметрів, а для кожного нового набору процес необхідно повторювати спочатку. Наприклад, представлені у публікації [8] результати дозволяють прогнозувати величину і напрям зміни відповідних робочих характеристик колектора залежно від зміни одного з вхідних параметрів, що важливо для теоретичних побудов. Натомість у випадку практичних інсталяцій розраховані

коефіцієнти теплопереносу доцільніше використати для оцінки параметрів класичного рівняння колектора – коефіцієнтів загальних тепловтрат  $U_L$  і ефективності поглинаючої панелі  $F'$ . За рівнянням зручніше оцінювати робочі характеристики колектора при іншому співвідношенні вхідних величин.

Повний коефіцієнт тепловтрат рівний сумі двох складових

$$U_L = U_t + U_b. \quad (36)$$

де  $U_t$  і  $U_b$  – коефіцієнти верхніх (через скло) і нижніх (через стінки корпусу) тепловтрат колектора. З заступної схеми, що на рис. 3, коефіцієнт верхніх тепловтрат визначається за таким співвідношенням коефіцієнтів тепловіддачі:

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cpg} + \alpha_{rpg}} + \frac{1}{\alpha_w + \alpha_{rg\infty}} + \frac{\delta_g}{\lambda_g}}. \quad (37)$$

Потік нижніх тепловтрат відбувається через задню стінку, площею, рівною площі поглинаючої панелі, яку приймається рівною одиниці, та дві бокові стінки повітряного каналу, площею  $2WLh_f$ . Вклад збільшення теплорозсіюючої поверхні над одиничною площею поглинаючої панелі можна оцінювати таким множником:

$$\frac{1 + 2WLh_f}{WL}. \quad (38)$$

Сумарний потік тепловтрат через них рівний сумі парціальних:

$$q_{i3} = q_b + q_e = \frac{\lambda_{i3}}{\delta_{i3}} \cdot \frac{1 + 2WLh_f}{WL} (T_b - T_a). \quad (39)$$

Ефективний термічний опір цієї ділянки потоку тепловтрат буде:

$$R_{i3} = \left( \frac{\lambda_{i3}}{\delta_{i3}} \cdot \frac{1 + 2WLh_f}{WL} \right)^{-1} = \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \cdot \frac{WL}{1 + 2WLh_f}. \quad (40)$$

Відтак сумарний опір  $R_b$ , коефіцієнт теплопередачі потоку нижніх тепловтрат  $\alpha_{pf}$  та коефіцієнт нижніх тепловтрат описуються такими виразами відповідно:

$$R_b = R_{pf} + R_{i3} = \left( \frac{1}{\alpha_{cpf}} + \frac{1}{\alpha_{rpf}} \right)^{-1} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \cdot \frac{WL}{1 + 2WLh_f}. \quad (41)$$

$$U_b = \frac{1}{R_b} = \left[ \left( \frac{1}{\alpha_{cpf}} + \frac{1}{\alpha_{rpf}} \right)^{-1} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \cdot \frac{WL}{1 + 2WLh_f} \right]^{-1}. \quad (42)$$

Інший вираз для оцінки коефіцієнта тепловтрат через корпус  $U_b$  можна отримати якщо порівняти два вирази для корисного потоку тепла. Зокрема, згідно з рівнянням колектора [7]:

$$q'_u = \eta_0 E - U_L (T_p - T_a). \quad (43)$$

Конвективний і радіаційний потоки до стінки каналу у кінцевому підсумку засвоюється теплоносієм. У такому випадку ефективний коефіцієнт тепловіддачі від поглинаючої поверхні до теплоносія  $\alpha_{pf}$  одночасно рівний коефіцієнту теплопередачі  $\alpha_{th}$  і виконується таке співвідношення:

$$q'_u = \frac{T_p - T_f}{1 / \alpha_{pf}} = \frac{T_p - T_f}{1 / \alpha_{th}}. \quad (44)$$

Порівнюючи (40) і (41) для виключення температури поглинаючої поверхні отримаємо класичне рівняння сонячного колектора:

$$q'_u = \frac{\eta_0 E - U_L (T_f - T_a)}{1 + U_L / \alpha_{th}} = F' [\eta_0 E - U_L (T_f - T_a)], \quad (45)$$

де

$$F' = (1 + U_L / \alpha_{th})^{-1} = \frac{\alpha_{th}}{\alpha_{th} + U_L}. \quad (46)$$

Останнє рівняння аналогічне з наведеному в [1] виразу для повітряного колектора з нижнім каналом теплоносія без врахування впливу його бокових стінок на потік тепловтрат:

$$F' = \left[ 1 + \frac{U_L}{\alpha_{cpf} + (1 / \alpha_{cpf} + 1 / \alpha_{rpb})^{-1}} \right]^{-1}. \quad (47)$$

При заданих значеннях вхідних величин окремі проміжні результати залишаються сталими протягом усієї процедури наближеного розрахунку. Тому, для спрощення обчислень, у табл. 1 наведені попередньо розраховані значення, які надалі вважаються сталими вхідними величинами.

Зведений ступінь чорноти (коефіцієнт радіаційної тепловіддачі)  $\varepsilon_{\text{зв}}$  розраховано за відомим співвідношенням для паралельних площин:

$$\varepsilon_{\text{зв}} = \varepsilon_{12} = \frac{1}{(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2) - 1}.$$

У випадку ручного розрахунку початкові та проміжні значення усіх величин доцільно зводити у відповідно сформовані таблиці. Зокрема у нульовій стрічці наведено початкові значення температур.

Отож, отримані аналітичні рівняння дозволяють розрахувати критерії Нуссельта – (19), Релея – (20) та оцінити тепловтрати геліоколектора – (45).

## **5. Результати ітераційного розрахунку конструктивно-технологічних параметрів повітряного геліоколектора**

Натурні випробування повітряного геліоколектора проводили в індивідуальному фермерському господарстві ФГ «Зоря», що розташоване у м. Корці Рівненської області (Україна), у весняно-літній період з 15 травня по 25 жовтня 2018 р [13]. Під час уточнення стандартних режимів сонячного освітлення та типових (сезонних) метеорологічних умов використовувались результати погодного моніторингу Корецької метеорологічної станції першого розряду Рівненської області (Україна).

В період випробувань повітряного геліоколектора з 15.05.2018 р. по 25.10.2018 р. у м. Корці Рівненської області (Україна) погода утримувалася ясна, без опадів. Ступінь прозорості атмосфери коливався у межах від 0,72 до 0,86. Потік повітряних мас (вітер) коливався у межах від 1,3 м/с до 2,8 м/с.

У період досліджень середньоденні фізичні параметри навколишнього середовища були такими:

1. Температура повітря  $t_{\text{nc}}$  – 12...32 °С.
2. Відносна вологість повітря  $\varphi_{\text{nc}}$  – 12...84,5 %.
3. Енергетична освітленість  $E$  – 100...988 Вт/м<sup>2</sup> для площі поглинальної поверхні  $S_{\text{пк}}=1,3$  м<sup>2</sup>.
4. Атмосферний тиск повітряних мас коливався у межах 720 – 730 мм рт. ст.
5. Теплотехнічні параметри теплоносія (повітря), що надходив до вихідного каналу, становили: температура в денний час (з 8<sup>00</sup> до 21<sup>00</sup> год.)  $t_{\text{вих}}$  – 15...71 °С, у нічний час (з 22<sup>00</sup> до 7<sup>00</sup> год.)  $t_{\text{вих}}$  – 50...14 °С.
6. Швидкість циркуляції теплоносія (повітря)  $v_{\text{вих}}$  – 1...3 м/с.
7. Відносна вологість теплоносія (повітря)  $\varphi_{\text{вих}}$  – 10,8...82,3 %.

У період проведення експериментальних досліджень середнє значення енергетичної освітленості перебувало в межах  $E$  – 100...988 Вт/м<sup>2</sup>. Під час використання плоского дзеркального концентратора максимум (1345,5 Вт/м<sup>2</sup>) було зафіксовано 16 травня о 13<sup>00</sup> год.

Під час виконання розрахунково-кількісних експериментів відносно аналізу роботи повітряного геліоколектора, встановлено числові значення теплотехнічних характеристик, які зведені у табл. 1 та приведена методика покрокова ітерація розрахунку повітряного колектора.

## Результати покрокового розрахунку температур і коефіцієнтів тепловіддачі

№	$\bar{T}_{pg}$	$\beta_V$	$v_{II}$	Ra	$\alpha_{cpg}$	$\alpha_{g\infty}$	$\lambda_f$	$Re_f$	$\alpha_{cpf}$	$T_p$	$T_f$
	$\Delta T_{pg}$	$\lambda_{II}$	$a_{II}$	Nu	$\alpha_{rpg}$		$v_f$	$Nu_f$	$\alpha_{rpb}$	$T_g$	$T_b$
0	$T_p=60\text{ }^{\circ}\text{C}=333\text{ K}; T_g=30\text{ }^{\circ}\text{C}=303\text{ K}; T_b=25\text{ }^{\circ}\text{C}=298\text{ K}; T_f=25\text{ }^{\circ}\text{C}=298\text{ K}$ $T_{\text{вих}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}=303\text{ K}$										
1	45 318	0,0031	17,8	55355	2,98	18,1	0,0263	4921	16,03	48,58 321,58	27,68 300,68
	30	0,0279	25,0	3,20	5,65		15,85	47,53	5,85	34,60 307,60	35,48 308,48
2	$T_p=48,58\text{ }^{\circ}\text{C}=321,58\text{ K}; T_g=34,60\text{ }^{\circ}\text{C}=307,60\text{ K}; T_f=27,68\text{ }^{\circ}\text{C}=300,68\text{ K}$ $T_b=35,48\text{ }^{\circ}\text{C}=308,48\text{ K}; T_{\text{вих}}=35,36\text{ }^{\circ}\text{C}=308,36\text{ K};  \Delta T_{\text{вих}} =5,36^{\circ}$										
	41,59 314,59	0,00318	17,46	27561	2,48	18,17	0,0265	4845	15,95	53,53 326,53	25,09 298,09
	13,98	0,02760	24,47	2,70	5,65		16,10	46,95	6,31	30,38 303,38	32,69 305,69
3	$T_p=53,53\text{ }^{\circ}\text{C}=326,53\text{ K}; T_g=30,38\text{ }^{\circ}\text{C}=303,38\text{ K}; T_f=25,09\text{ }^{\circ}\text{C}=298,09\text{ K}$ $T_b=32,69\text{ }^{\circ}\text{C}=305,69\text{ K}; T_{\text{вих}}=30,18\text{ }^{\circ}\text{C}=303,18\text{ K};  \Delta T_{\text{вих}} =5,18^{\circ}$										
	41,96 314,96	0,00318	17,50	45441	2,82	18,06	0,0263	4918	16,02	50,12 323,12	24,85 297,85
	23,15	0,02763	24,52	3,06	5,68		15,86	47,51	6,38	32,24 305,24	32,37 305,37
4	$T_p=50,12\text{ }^{\circ}\text{C}=323,12\text{ K}; T_g=32,24\text{ }^{\circ}\text{C}=305,24\text{ K}; T_f=24,85\text{ }^{\circ}\text{C}=297,85\text{ K}$ $T_b=26,58\text{ }^{\circ}\text{C}=299,58\text{ K}; T_{\text{вих}}=29,70\text{ }^{\circ}\text{C}=302,70\text{ K};  \Delta T_{\text{вих}} =0,48^{\circ}$										
	41,18 314,18	0,00318	17,42	35417	2,646	18,11	0,0263	4925	16,04	49,35 322,35	23,86 296,86
	17,88	0,0276	24,41	2,877	5,631		15,838	47,56	6,383	30,96 303,96	31,69 304,69
5	$T_p=49,35\text{ }^{\circ}\text{C}=322,35\text{ K}; T_g=30,96\text{ }^{\circ}\text{C}=303,96\text{ K}; T_f=23,86\text{ }^{\circ}\text{C}=296,86\text{ K}$ $T_b=31,69\text{ }^{\circ}\text{C}=304,69\text{ K}; T_{\text{вих}}=27,72\text{ }^{\circ}\text{C}=300,72\text{ K};  \Delta T_{\text{вих}} =1,98^{\circ}$										
	40,16 313,16	0,00319	17,32	36980	2,666	18,08	0,0262	4954	16,046	49,66 322,66	24,31 297,31
	18,39	0,0275	24,26	2,908	5,577		15,744	47,77	6,228	30,71 303,71	30,66 303,66
6	$T_p=49,66\text{ }^{\circ}\text{C}=322,66\text{ K}; T_g=30,71\text{ }^{\circ}\text{C}=303,71\text{ K}; T_f=24,31\text{ }^{\circ}\text{C}=297,31\text{ K}$ $T_b=30,66\text{ }^{\circ}\text{C}=303,66\text{ K}; T_{\text{вих}}=28,62\text{ }^{\circ}\text{C}=301,62\text{ K};  \Delta T_{\text{вих}} =0,9^{\circ}$										
	40,19 313,19	0,00319	17,32	38090	2,686	18,07	0,0263	4941	16,073	47,33 320,33	24,24 297,24
	18,95	0,0275	24,27	2,930	5,579		15,787	47,67	6,205	30,83 303,83	29,79 302,79
7	$T_p=47,33\text{ }^{\circ}\text{C}=320,33\text{ K}; T_g=30,83\text{ }^{\circ}\text{C}=303,83\text{ K}; T_f=24,24\text{ }^{\circ}\text{C}=297,24\text{ K}$ $T_b=29,79\text{ }^{\circ}\text{C}=302,79\text{ K}; T_{\text{вих}}=28,48\text{ }^{\circ}\text{C}=301,48\text{ K};  \Delta T_{\text{вих}} =0,14^{\circ}$										
	39,08 312,08	0,00320	17,216	33696	2,595	18,073	0,0263	4943	16,08	49,56 322,56	23,91 296,91
7	16,5	0,0274	24,108	2,841	5,519		15,780	47,689	6,109	29,92 302,92	30,28 303,28
$T_p=49,56\text{ }^{\circ}\text{C}=322,56\text{ K}; T_g=29,92\text{ }^{\circ}\text{C}=302,92\text{ K}; T_f=23,91\text{ }^{\circ}\text{C}=296,91\text{ K}$ $T_b=30,28\text{ }^{\circ}\text{C}=303,28\text{ K}; T_{\text{вих}}=27,82\text{ }^{\circ}\text{C}=300,82\text{ K};  \Delta T_{\text{вих}} =0,66^{\circ}$											

$$v = (13,53 + 0,0904t + 0,0001t^2) \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}. \quad (48)$$

$$a = (18,8 + 0,128t + 0,0002t^2) \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}. \quad (49)$$

$$\lambda = (2,44 + 0,0077t) \times 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}. \quad (50)$$

За результатами покрокового розрахунку повітряного колектора

Таблиця 2

Вхідні первинні сталі та умовно сталі величини

№ з/п	Величина		№ з/п	Величина		№ з/п	Величина	
	Симв.	Значення		Симв.	Значення		Симв.	Значення
1	$\tau$	0,09	6	$\varepsilon_p$	0,94	11	$h_f$	0,04 м
2	$\alpha$	0,94	7	$\varepsilon_g$	0,84	12	$\lambda_g$	1,0 Вт/м·К
3	$\sigma$	$5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/м <sup>2</sup> ·К <sup>4</sup>	8	$\varepsilon_b$	0,94	13	$\delta_g$	0,005 м
4	$g$	9,81 м/с <sup>2</sup>	9	$\alpha_b$	0,94	14	$\lambda_{i3}$	0,04 Вт/м·К
5	$c_p$	1005 кДж/кг·К	10	$h_{pg}$	0,03 м	15	$\delta_{i3}$	0,06 м

Таблиця 3

Вхідні вторинні (похідні) умовно сталі величини

№ з/п	Величина		№ з/п	Величина		№ з/п	Величина	
	Симв.	Значення		Симв.	Значення		Симв.	Значення
1	$\varepsilon_{pg}$	0,80	4	$\varepsilon_{pb}$	0,89	7	$G_m$	0,06 кг/с
2	$T_s$	277 К	5	$\bar{v}$	1,0 м/с	8	$\eta_0$	0,85
3	$\alpha_w$	13,3 Вт/м <sup>2</sup> ·К	6	$D_h$	0,078	9	$\lambda_g$	1,0 Вт/м·К

Вихідні дані покрокової ітерації розрахунку повітряного колектора

1. Початкові значення температур:  $T_{p0}$ ;  $T_{g0}$ ;  $T_{f0}$ ;  $T_{b0}$ ;  $T_{вих0}$ ;
2. Визначити:  $\bar{T}_{pg}$ ;  $\Delta T_{pg}$ ;  $\beta_V$ ;  $\lambda_n$ ;  $v_n$ ;  $a_n$ ;
3. Визначити:  $Ra$ ;  $Nu$ ;  $\alpha_{cpg}$ ;  $\alpha_{rpg}$ ;  $\alpha_{g\infty}$ ;
4. Визначити:  $\lambda_f$ ;  $v_f$ ;
5. Визначити:  $Re_f$ ;  $Nu_f$ ;  $\alpha_{cpf}$ ;  $\alpha_{rpb}$ ;
6. Визначити вихідні значення температур  $T_{p1}$ ;  $T_{g1}$ ;  $T_{f1}$ ;  $T_{b1}$ ;  $T_{вих1}$ ;
7. Порівняти  $|T_{вих1} - T_{вих0}| > 0,1$ ;  
 – при  $|\Delta| > 0,1 \rightarrow 2$  з новими значеннями температур;  
 – при  $|\Delta| < 0,1 \rightarrow \text{print } T_p; T_g; T_f; T_b; T_{вих}$ ;
8. Визначити:  $U_i$ ;  $U_b$ ;  $U_L$ ;  $F'$ ;  $F' \cdot U_L$ ;  $F_R$ ;  $q_u$ ;  $\eta$ .



Перший крок ітерації розрахунку повітряного колектора

$$T_p=333 \text{ К}; T_g=303 \text{ К}; T_b=298 \text{ К}; T_f=298 \text{ К}; T_{\text{вих}}=303 \text{ К}.$$

Другий крок ітерації розрахунку повітряного колектора

$$\bar{T}_{pg} = \frac{T_p + T_g}{2} = \frac{333 + 303}{2} = 318,0 \text{ К},$$

$$\Delta T_{pg} = 333 - 303 = 30,0,$$

$$\beta_v = \frac{1}{\bar{T}_{pg}} = \frac{1}{318} = 0,00314,$$

$$\lambda = (2,44 + 0,0077t) \times 10^{-2} = 0,0279 \text{ Вт/м} \cdot \text{К},$$

$$a = (18,8 + 0,128(\bar{T}_{pg} - 273) + 0,0002(\bar{T}_{pg} - 273)^2) \times 10^{-6} = 25,0 \text{ м}^2/\text{с},$$

$$v = (13,53 + 0,0904(\bar{T}_{pg} - 273) + 0,0001(\bar{T}_{pg} - 273)^2) \times 10^{-6} = 17,8 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Третій крок ітерації розрахунку повітряного колектора

$$Ra = \frac{g\beta_v\Delta T_{pg}h_{pg}^3}{va} = \frac{9,81 \cdot 30 \cdot 0,03^3}{17,8 \cdot 25,0} \times 10^{12} = 55355,$$

$$Nu = 1,44 \left( 1 - \frac{2368}{Ra} \right) \cdot \left( 1 - \frac{2415}{Ra} \right) + 0,0495(Ra)^{0,3333} = 3,20,$$

$$\alpha_{cpg} = Nu \frac{\lambda}{h_{pg}} = 3,20 \frac{0,0279}{0,03} = 2,98 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

$$\begin{aligned} \alpha_{rpg} &= \varepsilon_{pg} \sigma (T_p^2 + T_g^2) (T_p + T_g) = \\ &= 0,80 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (333^2 + 303^2) 636 = 5,65 \end{aligned} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

$$\alpha_{g\infty} = \alpha_w + \varepsilon_g \sigma \left[ 0,25 \frac{T_g^4 - T_a^4}{T_g - T_a} + 0,75 \frac{T_g^4 - T_s^4}{T_g - T_s} \right] =$$

$$= 13,3 + 0,84 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \times$$

$$\times \left[ 0,25 \frac{303^4 - 293^4}{10} + 0,75 \frac{303^4 - 277^4}{26} \right] = 18,1.$$

*Четвертий крок ітерації розрахунку повітряного колектора*

$$\lambda_f = \left[ 2,44 + 0,0077(T_f - 273) \right] \times 10^{-2} =$$

$$= \left[ 2,44 + 0,0077(298 - 273) \right] \times 10^{-2} = 0,0263,$$

$$v_f = (13,53 + 0,0904(T_f - 273) +$$

$$+ 0,0001(298 - 273)^2) \times 10^{-6} = 15,85 \times 10^{-6}.$$

*П'ятий крок ітерації розрахунку повітряного колектора*

$$Re_f = \frac{\bar{v} D_h}{v_f} = \frac{1,0 \cdot 0,078}{15,85} \cdot 10^6 = 4921,$$

$$Nu_f = 0,0743 Re^{0,76} = 4921^{0,76} = 47,53,$$

$$\alpha_{cpf} = Nu_f \frac{\lambda}{D_h} = 47,53 \frac{0,0263}{0,078} = 16,03,$$

$$\alpha_{rpb} = \varepsilon_{pb} \sigma (T_p^2 + T_b^2) (T_p + T_b) =$$

$$= 0,89 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (333^2 + 298^2) (333 + 298) = 5,85.$$

*Шостий крок ітерації розрахунку повітряного колектора*

$$T_p = 321,58 \text{ К}; T_g = 307,60 \text{ К}; T_f = 300,68 \text{ К}; T_b = 308,48 \text{ К}; T_{\text{вих}} = 308,36 \text{ К}.$$

*Сьомий крок ітерації розрахунку повітряного колектора*

$$|T_{\text{вих1}} - T_{\text{вих0}}| = |321,58 - 333| = 11,42 > 0,1 \text{ іти до кроку 2 з температурами кроку 6.}$$

*Восьмий крок ітерації розрахунку повітряного колектора*

$$U_t = \left[ \frac{1}{\alpha_{cpg} + \alpha_{rpg}} + \frac{1}{\alpha_w + \alpha_{rg\infty}} + \frac{\delta_g}{\lambda_g} \right]^{-1} =$$

$$= \left[ \frac{1}{2,595 + 5,519} + \frac{1}{18,073} + \frac{0,005}{1,0} \right]^{-1} = 5,447,$$

$$U_b = \left[ \left( \frac{1}{\alpha_{cpf}} + \frac{1}{\alpha_{rpf}} \right)^{-1} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} \cdot \frac{WL}{1 + 2WLh_f} \right]^{-1} =$$

$$= \left[ \left( \frac{1}{16,08} + \frac{1}{6,109} \right)^{-1} + \frac{0,06}{0,04} \cdot 1,878 \right]^{-1} = 0,138$$

$$U_L = 5,585; F' = \frac{\alpha_{mh}}{\alpha_{mh} + U_L} = \frac{16,073}{16,073 + 5,585} = 0,742; F' \cdot U_L = 4,144;$$

$$F_R = \frac{G_m c_p}{U_L} \left( 1 - e^{-\frac{F' U_L}{G_m c_p}} \right) = \frac{0,06 \cdot 1005}{5,585} \left( 1 - \exp - \frac{4,144}{0,06 \cdot 1005} \right) = 0,717.$$

Питома (на 1 м<sup>2</sup> площі ГК) теплопродуктивність

$$q_u = 0,717 [680 - 5,585(296,91 - 293,0)] = 471,9 \text{ Вт/м}^2,$$

$$\eta = \frac{471,9}{800} = 0,59.$$

Практично таке ж значення теплопродуктивності, визначеної через вихідну температуру потоку:

$$q_u = G_m c_p (T_{\text{вих}} - T_a) = 0,06 \cdot 1005 \cdot 7,82 = 471,5 \text{ Вт/м}^2.$$

Теплова потужність колектора площею

$$F = L \cdot W = 1,3 \cdot 741,5 = 1042 \text{ Вт},$$

$$U_t = 5,515; U_b = 0,137; U_L = 5,562;$$

$$F' = \frac{\alpha_{th}}{\alpha_{th} + U_L} = 0,743; F' \cdot U_L = 4,133;$$

$$F_R=0,718; q_u=471,3; \eta=471,3/800=0,589.$$

Але, якщо

$$q_u=0,06 \cdot 1005(28,48-20)=511,3 \text{ Вт},$$

то

$$\eta=511,3/800=0,639; \Delta\eta=5 \%;$$

$$U_t=5,447; U_b=0,138; U_L=5,585;$$

$$F'=16,08/(16,08+5,585)=0,742;$$

$$F' \cdot U_L=4,144; F_R=0,717;$$

$$q_u=471,9; \eta=471,9/800=0,589;$$

Але, якщо

$$q_u=0,06 \cdot 1005(27,82-20)=471,5,$$

то

$$\eta=471,5/800=0,589; \Delta\eta=0 \%.$$

Теплова потужність колектора площею

$$F=L \cdot W=1,3 \cdot 1,7 \cdot 471,9=1042 \text{ Вт}.$$

*Рівняння колектора при невеликих відхиленнях заданих вище температурних режимів і витрати теплоносія:*

$$q'_u = 0,718 \left[ 0,85E - 5,562(T_f - T_a) \right] = 0,718 \left[ 0,85E - 5,562(296,91 - 293) \right].$$

Нижня межа застосування цього рівняння впливає з правомірності співвідношення (30), яка виконується за умови, що  $3000 < Re < 50000$ . Відтак нижня межа швидкості і витрати теплоносія для каналу висотою  $h_f=0,04$  м і шириною  $W=1,3$  м становлять відповідно:

$$\bar{v}_{\min} = \frac{v_f \text{Re}_{\min}}{D_h} \approx \frac{15,8 \cdot 10^{-6} \cdot 3000}{0,078} = 0,061 \text{ м/с},$$

$$G_m \geq \bar{v}_{\min} h_f W \rho_n = 0,61 \cdot 0,04 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 0,038 \text{ кг/с.}$$

За менших значень цих величин режим течії теплоносія переходить у ламінарний, що різко зменшує коефіцієнт тепловіддачі поглинаючої панелі з відповідним зростанням вихідної температури, але меншими тепло продуктивністю і ККД.

Також розглядався протилежний напрям руху теплоносія у нахиленому колекторі – зверху вниз. Це сприяє активізації турбулентного режиму при малих швидкостях. Окрім того температура вхідного потоку при верхньому заборі повітря практично завжди вища порівняно з приземним за рахунок нагрівання оточуючих елементів сушарки. Також підвищення температури вихідного потоку теплоносія можна досягнути за рахунок збільшення довжини колектора та площі контакту повітря з поглинаючою панеллю. Вході таких конструктивних рішень зменшується матеріалосмість колектора та енергетичні затрати на подолання підвищеного опору потоку теплоносія.

Установлено середні температури зони потоку теплоносія при різних режимах руху на вході у колектор і виході з нього та середній коефіцієнт тепловіддачі. Тут також, для підвищення температури вихідного потоку теплоносія необхідно зменшувати його витрату з одночасною інтенсифікацією процесу турбулізації потоку повітря для збереження коефіцієнта тепловіддачі і теплопродуктивності колектора.

Визначена ефективність роботи колектора, яка складає 78–80 %, що на 10–20 % вище, ніж у плоских колекторів і на 5–10 % вище ніж у циліндричних вакуумованих колекторів.

На завершення підкреслимо, що тепловий баланс колектора потрібно розглядати як метод, що показує шляхи надходження і втрат теплової енергії з урахуванням теплопродуктивності за різних теплофізичних параметрів навколишнього середовища. Це дає змогу детально дослідити роботу повітряного колектора та одночасно охарактеризувати способи підвищення енергетичної ефективності установки та оцінити процес сушіння в ній за рахунок сонячної енергії.

## **6. Обговорення результатів дослідження ефективності роботи повітряного колектора**

Було розроблено і досліджено нову конструкцію повітряного колектора з хвилястою поглинаючою пластиною (абсорбером). Повітряний колектор виконаний у вигляді двокамерної конструкції розділеної подвійним заскленням та профільованим металевим листом поглинаючої панелі. У конструкції використано силікатне скло шириною  $W=1,3$  м і довжиною  $L=1,7$  м і товщиною  $\delta=0,05$  м. Поглинаюча панель виготовлена з мідного листа товщиною 0,5 мм з гофрованою хвилястою поверхнею радіусом заокруглення 3 см. Стінки колектора теплоізовані пінопластовими плитами товщиною 6 см з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda=0,040$  Вт/м·К. Ширина і довжина задньої стінки приймаються така ж, як і скляного покриття.

Описано методику покрокової ітерації розрахунку теплотехнічних характеристик повітряного колектора. Зокрема отримано теоретичні залежності, що дозволяють за відомими геометричними розмірами повітряного колектора розрахувати складові теплового балансу та теплової рівноваги, температуру теплоносія на виході з колектора, теплопродуктивність та ККД колектора. За результатами теоретичних досліджень повітряного колектора розробили програму чисельного розрахунку на ЕОМ температурного поля теплових потоків. Це дозволяє оцінити вплив геометричних параметрів колектора, а також перехідних режимів руху теплоносія на температуру внутрішній поверхні каналу, коефіцієнт тепловіддачі від стінки до теплоносія, а також розрахувати температуру теплоносія.

Досліджено середні температури зони потоку теплоносія при різних режимах руху на вході у колектор і виході з нього та середній коефіцієнт тепловіддачі. Установлено, що для підвищення температури вихідного потоку теплоносія необхідно зменшувати його витрату з одночасною інтенсифікацією процесу турбулізації потоку повітря для збереження коефіцієнта тепловіддачі і теплопродуктивності колектора.

Під час виконання покрокової ітерації встановлено, що на теплопродуктивність повітряного колектора  $q'_u=471,3...511,3$  Вт суттєво впливає енергетична освітленість  $E$ , яка становить від 377 до 1223 Вт/м<sup>2</sup>. Визначено, що застосування хвилястої поглинаючої поверхні абсорбера у повітряному геліоколекторі за малого рівня інсоляції  $E=377$  Вт/м<sup>2</sup> дає змогу збільшити ККД до  $\eta=58,3$  %, а при великій енергетичній освітленості у  $E=1000$  Вт/м<sup>2</sup> до  $\eta=63,9$  %. Це дає змогу пояснити, як відбувається перерозподіл співвідношень теплової потужності ( $F=1042$  Вт) та ККД повітряного геліоколектора ( $\eta=58,3-63,9$  %).

За допомогою ітераційного розрахунку визначено ефективність роботи колектора, яка становить понад 78–80 %. Встановлено ефективність роботи колектора, яка складає 78–80 %, що на 10–20 % вище, ніж у плоских колекторів і на 5–10 % вище ніж у циліндричних вакуумованих колекторів. Доведено, що теоретичні залежності адекватні та можуть використовуватись при розрахунках теплотехнічних характеристик повітряного колектора.

Отже, запропонована конструкція повітряного колектора не поступається за технічними характеристиками по відношенню до існуючих геліотермічних установок, зокрема плоским повітряним колекторам. Використання повітряного колектора у складі геліосушарки для сушіння рослинних матеріалів є доцільним і ефективним в умовах індивідуальних господарств.

Проведені в роботі дослідження є завершальним етапом комплексного дослідження щодо підвищення ефективності технологічного процесу сушіння фруктів на підставі розробки конструкції плоского повітряного колектора. Це призведе до збільшення обсягів виробленої високоякісної висушеної продукції при мінімальних енергозатратах за рахунок сонячної енергії. Отримані результати будуть корисні для вдосконалення технології і обладнання для сушіння фруктів.



## 7. Висновки

1. Розроблено нову конструкції повітряного колектора з герметичним і утепленим корпусом та абсорбер з хвилястою поверхнею, що може використовуватися як додатковий нагрівний елемент низькотемпературного джерела теплоти. Встановлено ряд узагальнювальних залежностей для знаходження теплової ефективності колектора, а саме впливу складових теплових балансів колектора на перепад температур потоків теплоносія у колекторі та рівня інсоляції  $E$ , на теплопродуктивність  $q'_u$ .

2. На основі виконаних досліджень отримані аналітичні залежності для визначення складових теплового балансу колектора, розподілення поля температур вздовж поглинальної панелі, що дало змогу вдосконалити математичну модель процесу теплообміну в розробленому повітряному колекторі.

3. Встановлено, що на теплопродуктивність повітряного колектора  $q'_u=471,3...511,3$  Вт суттєво впливає енергетична освітленість  $E$ , яка становить від 377 до 1223 Вт/м<sup>2</sup>. З'ясовано, що застосування хвилястої поглинаючої поверхні абсорбера у повітряному геліоколекторі за малого рівня інсоляції  $E=377$  Вт/м<sup>2</sup> дає змогу збільшити ККД до  $\eta=58,3$  %, а при великій енергетичній освітленості у  $E=1000$  Вт/м<sup>2</sup> до  $\eta=63,9$  %. Це дає змогу пояснити, як відбувається перерозподіл співвідношень теплової потужності ( $F=1042$  Вт) та ККД повітряного геліоколектора.

## Література

1. Parametric Study on the Thermal Performance and Optimal Design Elements of Solar Air Heater Enhanced with Jet Impingement on a Corrugated Absorber Plate / Aboghrara A. M., Alghoul M. A., Baharudin B. T. H. T., Elbreki A. M., Ammar A. A., Sopian K., Hairuddin A. A. // International Journal of Photoenergy. 2018. Vol. 2018. P. 1–21. doi: <https://doi.org/10.1155/2018/1469385>
2. Modelling of thermal behaviour of a direct solar drier possessing a chimney: Application to the drying of cassava / Koua K. B., Gbaha P., Koffi E. P. M., Fassinou W. F., Toure S. // Indian Journal of Science and Technology. 2011. Vol. 4, Issue 12. P. 1609–1618.
3. Distributed mathematical model supporting design and construction of solar collectors for drying / Amankwah E. A. Y., Dzisi K. A., van Straten G., van Willigenburg L. G., van Boxtel A. J. B. // Drying Technology. 2017. Vol. 35, Issue 14. P. 1675–1687. doi: <https://doi.org/10.1080/07373937.2016.1269806>
4. Çağlayan N., Ertekin C., Alta Z. D. Experimental investigation of various type absorber plates for solar air heaters // Journal of Agricultural Sciences. 2015. Vol. 21, Issue 4. P. 459–470.
5. Mathematical modeling of solar air collector with a trapezoidal corrugated absorber plate / Ondieki H. O., Koech R. K., Tonui J. K., Rotich S. K. // International journal of scientific & technology research. 2014. Vol. 3, Issue 8. P. 51–56.
6. Liberty J. T., Okonkwo W. I., Ngabea S. A. Solar crop drying – A viable tool for agricultural sustainability and food security // International Journal of Modern Engineering Research. 2014. Vol. 4, Issue 6. P. 8–19.

7. Theoretical and experimental investigation of the performance of back-pass solar air heaters / Alta Z. D., Çağlayan N., Atmaca İ., Ertekin C. // Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences. 2014. Vol. 38. P. 293–307. doi: <https://doi.org/10.3906/muh-1310-2>
8. Определение коэффициента эмиссии энергоэффективных стекол калориметрическим методом / Бурова З. А., Декуша Л. В., Воробьев Л. И., Мазуренко А. Г. // Промышленная теплотехника. 2011. Т. 33, № 6. С. 94–100.
9. Duffie J. A., Beckman W. A. Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons, 2013. 910 p. doi: <https://doi.org/10.1002/9781118671603>
10. ASHRAE Standard 93-1986 (RA 91). Methods of Testing to Determine The Thermal Performance of Solar Collectors. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., 1991.
11. ISO/FDIS 9806:2013(E). Solar energy – Solar thermal collectors – Test methods. International Organization for Standardization, 2013.
12. Yogi Goswami D. Principles of solar engineering. CRC Press, 2015. 790 p.
13. Results of research into thermal-technical characteristics of solar collector / Boyarchuk V., Korobka S., Babych M., Krygul R. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 5, Issue 8 (95). P. 23–32. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.142719>
14. NASA Surface meteorology and Solar Energy. URL: <https://eosweb.larc.nasa.gov/>